

PAT-NO: JP02003040112A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2003040112 A
TITLE: DYNAMIC DAMPER DEVICE FOR STEERING
PUBN-DATE: February 13, 2003

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
AOI, TAKAHIRO	N/A
HAMADA, MASA AKI	N/A
OSHIMA, HIDEKI	N/A
KATO, RENTARO	N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
TOKAI RUBBER IND LTD	N/A

APPL-NO: JP2001229681

APPL-DATE: July 30, 2001

INT-CL (IPC): B62D001/11, F16F015/02

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a dynamic damper device of a novel structure for stably giving effective damping effects to the vibration of a steering wheel in a steering mechanism for an automobile with a telescopic steering column with a less number of mounted dynamic dampers.

SOLUTION: The plurality of dynamic dampers 30 are independently provided each of which is constructed by elastically supporting a mass member 26 on a steering column or a steering wheel 12 with a spring member 28. The natural frequencies of the plurality of dynamic dampers 30a, 30b are set to exist in a region of a frequency variation range of the natural frequency of the

steering
wheel 12 following the expansion of the telescopic steering column
14, at both
a low frequency side and a high frequency side with a median for the
frequency
variation range therebetween. A value for a difference between the
natural
frequencies of two dynamic dampers 30a, 30b set adjacent to each
other is
10-40% of a value for the natural frequency of the steering wheel 12.

COPYRIGHT: (C)2003,JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-40112

(P2003-40112A)

(43) 公開日 平成15年2月13日 (2003.2.13)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

キーワード(参考)

B 6 2 D 1/11

B 6 2 D 1/11

3 D 0 3 0

F 1 6 F 15/02

F 1 6 F 15/02

C 3 J 0 4 8

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2001-229681(P2001-229681)

(22) 出願日 平成13年7月30日(2001.7.30)

(71) 出願人 000219602

東海ゴム工業株式会社

愛知県小牧市東三丁目1番地

(72) 発明者 青井 孝弘

愛知県小牧市東三丁目1番地 東海ゴム工業株式会社内

(72) 発明者 濱田 真彰

愛知県小牧市東三丁目1番地 東海ゴム工業株式会社内

(74) 代理人 100103252

弁理士 笠井 美孝

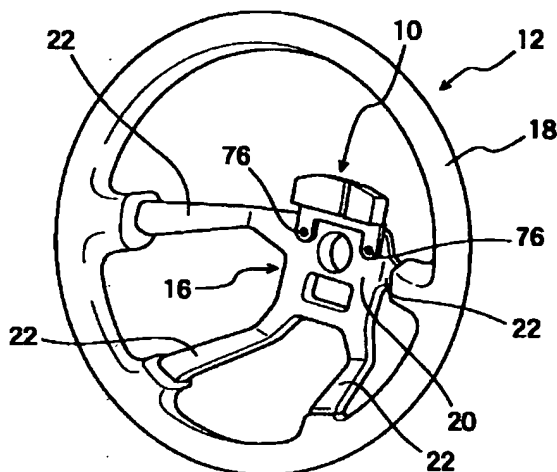
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ステアリング用ダイナミックダンパ装置

(57) 【要約】

【課題】 テレスコピックステアリングコラムを備えた自動車のステアリング機構におけるステアリングホイールの振動に対して、少ないダイナミックダンパの装着数で、有効な制振効果を安定して発揮し得る、新規な構造のダイナミックダンパ装置を提供することを目的とする。

【解決手段】 ステアリングコラムまたはステアリングホイール12に対してマス部材26をバネ部材28で弾性的に支持せしめることによって構成されたダイナミックダンパ30を互いに独立して複数設けて、それら複数のダイナミックダンパ30a、30bの固有振動数を、ステアリングホイール12における固有振動数のテレスコピックステアリングコラム14の伸縮に伴う周波数変化幅の領域内で、該周波数変化幅の中央値を挟んだ低周波数側と高周波数側の両方にそれぞれ存在するように設定すると共に、互いに隣接して設定された二つのダイナミックダンパ30a、30bの固有振動数の差の値が、何れも、該ステアリングホイール12における固有振動数の値の10～40%となるようにした。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 テレスコピックステアリングコラムを備えた自動車のステアリング機構におけるステアリングホイールの振動を低減するためにステアリングコラムまたはステアリングホイールに装着されるステアリング用ダイナミックダンパ装置において、前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールに対してマス部材をバネ部材で弾性的に支持せしめることによって構成されたダイナミックダンパを互いに独立して複数設けて、それら複数のダイナミックダンパの固有振動数を、前記ステアリングホイールにおける固有振動数の前記テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴う周波数変化幅の中央値を挟んだ低周波数側と高周波数側の両方で該周波数変化幅の領域内にそれぞれ少なくとも一つ存在するように設定すると共に、互いに隣接して設定された二つのダイナミックダンパの固有振動数の差の値が、何れも、該ステアリングホイールにおける固有振動数の中央値の10～40%となるようにしたことを特徴とするステアリング用ダイナミックダンパ装置。

【請求項2】 前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールに固着されるブラケットを設けて、該ブラケットに対して、前記ダイナミックダンパの複数を支持せしめた請求項1に記載のステアリング用ダイナミックダンパ装置。

【請求項3】 前記ダイナミックダンパにおける前記バネ部材を、前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールの中心軸に直交する方向で剪断変形せしめられるゴム弾性体によって形成した請求項1又は2に記載のステアリング用ダイナミックダンパ装置。

【請求項4】 前記ダイナミックダンパにおける前記ゴム弾性体において、前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールの中心軸に直交する方向での断面形状を円形断面とした請求項3に記載のステアリング用ダイナミックダンパ装置。

【請求項5】 前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールの中心軸に略平行な方向において、前記ダイナミックダンパにおける前記ゴム弾性体の弾性主軸を前記マス部材の慣性主軸に略一致させた請求項3又は4に記載のステアリング用ダイナミックダンパ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【技術分野】本発明は、自動車のステアリングコラムやステアリングホイールに装着されてステアリングホイールの振動を低減するステアリング用ダイナミックダンパ装置に関するものである。

【0002】

【背景技術】自動車におけるステアリングホイールは、一方の端部で支持されて片持構造とされたステアリングコラムの自由端側に固定されていることから、ステアリ

ングコラムの中心軸に対して略直交する方向の振動が発生し易くなっている。また、ステアリングホイールは、自動車の運転に際して、常時、運転者が手で直接に握っている部分であって、その振動が運転者によって敏感に知覚される傾向があり、ステアリングホイールの振動が自動車の乗心地に与える悪影響が大きいことから、ステアリングホイールの振動低減が重要視されている。

【0003】そこで、従来から、ステアリングホイールの振動を低減するための一つの方策としてステアリングホイール等に対してマス部材をバネ部材で弾性的に支持せしめることによって構成されたダイナミックダンパを装着した構造が提案されており、かかるダイナミックダンパによって構成された副振動系の固有振動数を、ステアリングホイールの固有振動数にチューニングすることによって、ステアリングホイールの振動低減が図られている。

【0004】一方、近年の安全性に対する認識の高度化や自動車の高級志向化等に伴って、運転者の体格や好みに合わせてステアリングホイールの位置を車両前後方向に調節可能としたテレスコピックステアリングコラムが提案されている。

【0005】ところが、本発明者等が検討したところ、テレスコピックステアリングコラムを備えたステアリング機構においては、従来構造のダイナミックダンパを用いても、有効な制振効果を得難いことが明らかになった。即ち、テレスコピックステアリングコラムを備えたステアリング機構においては、ステアリングホイールの位置調節に伴ってステアリングホイールを支持するステアリングコラムの軸方向長さが変化することとなり、それによって、ステアリングホイールの支持ばね定数が大きく変化して、ステアリングコラムで支持されたステアリングホイールの固有振動数が大きな周波数域に亘って変化してしまうことが避けられず、そのために、特定の周波数域にチューニングされた従来構造のダイナミックダンパでは、ステアリングホイールの位置設定によって制振効果が大幅に変動してしまい、目的とする制振効果が安定して発揮され難くなってしまうこと等に起因するものと考えられる。

【0006】なお、このような問題に対処するために、互いに異なる周波数域にチューニングされた複数のダイナミックダンパを装着することも考えられるが、テレスコピックステアリングコラムの長さの設定値は、多数乃至は連続して無数に存在することから、考え得る全ての設定状態でステアリングホイールの固有振動数毎にチューニングしたダイナミックダンパを装着しようとすると、ダイナミックダンパの装着数が極めて多くなり、現実的ではない。

【0007】

【解決課題】ここにおいて、本発明は、上述の如き事情を背景として為されたものであって、その解決課題とす

るところは、テレスコピックステアリングコラムを備えた自動車のステアリング機構におけるステアリングホイールの振動に対して、少ないダイナミックダンパの装着数で、有効な制振効果を安定して発揮し得る、新規な構造のダイナミックダンパ装置を提供することにある。

【0008】

【解決手段】以下、このような課題を解決するために為された本発明の態様を記載する。なお、以下に記載の各態様において採用される構成要素は、可能な限り任意の組み合わせで採用可能である。また、本発明の態様乃至は技術的特徴は、以下に記載のものに限定されことなく、明細書全体および図面に記載され、或いはそれらの記載から当業者が把握することの出来る発明思想に基づいて認識されるものであることが理解されるべきである。

【0009】すなわち、本発明の第一の態様は、テレスコピックステアリングコラムを備えた自動車のステアリング機構におけるステアリングホイールの振動を低減するためにステアリングコラムまたはステアリングホイールに装着されるステアリング用ダイナミックダンパ装置において、前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールに対してマス部材をバネ部材で弾性的に支持せしめることによって構成されたダイナミックダンパを互いに独立して複数設けて、それら複数のダイナミックダンパの固有振動数を、前記ステアリングホイールにおける固有振動数の前記テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴う周波数変化幅の中央値を挟んだ低周波数側と高周波数側の両方で該周波数変化幅の領域内にそれぞれ少なくとも一つ存在するように設定すると共に、互いに隣接して設定された二つのダイナミックダンパの固有振動数の差の値が、何れも、該ステアリングホイールにおける固有振動数の中央値の10～40%となるようにしたことを、特徴とする。

【0010】このような本態様に従う構造とされたステアリング用ダイナミックダンパ装置においては、上述の如くステアリングホイールの固有振動数に対して特定のチューニングを施した複数のダイナミックダンパを採用したことにより、ステアリングホイール位置の調節に伴ってステアリングホイールの固有振動数が広い周波数変化領域内の何れの周波数に変化した場合でも、少数のダイナミックダンパによってステアリングホイールの振動を効率的に且つ安定して低減することが可能とされ得るのである。

【0011】なお、本態様において、複数のダイナミックダンパにおける固有振動数を、何れもステアリングホイールの固有振動数の中央値を挟んだ低周波側と高周波側の何れか一方の側だけに設定すると、ダイナミックダンパの固有振動数が設定されていない側の周波数域においてステアリングホイールに対する有効な制振効果が発揮され難くなる。また、固有振動数が隣接設定された二

つのダイナミックダンパにおける固有振動数の差がステアリングホイールの固有振動数の中央値の10～40%の範囲から外れると、ステアリングホイールの固有振動数の周波数変化領域内で、有効な制振効果を得ることが困難な領域が発生してしまい、ステアリングホイールの調節位置によっては、ステアリングホイールの振動状態が悪化してしまうおそれがある。即ち、隣接して周波数設定された二つのダイナミックダンパの固有振動数の差がステアリングホイールの固有振動数の中央値の10%よりも小さいと、両ダイナミックダンパによる制振効果が周波数的に相互に重なって制振効果のピークを一つ持った単一のダイナミックダンパの特性に近くなってしまい、広い周波数域で有効な制振効果が発揮され難くなる。また一方、隣接して周波数チューニングされた二つのダイナミックダンパにおける固有振動数の差がステアリングホイールの固有振動数の中央値の40%よりも大きいと、それら二つのダイナミックダンパによる制振効果の周波数的な独立性が強くなり過ぎて、各固有振動数間の中央領域で制振効果が谷状に落ち込んでしまい、結局、広い周波数域で有効な制振効果が発揮され難くなる。

【0012】要するに、本発明に従う構造とされたステアリング用ダイナミックダンパ装置においては、隣接して周波数チューニングされた二つのダイナミックダンパの各固有振動数を、ステアリングホイールの固有振動数の中央値の10～40%という特定の周波数域に相対設定したことにより、それら二つのダイナミックダンパの固有振動数の中間領域で制振効果が互いに引き上げられるようにして、有効な制振効果の発揮される周波数域を連結的に繋げて実質的に拡張せしめ得たのであり、しかも、このような特定のチューニングを施した複数のダイナミックダンパを、テレスコピックステアリングコラムを備えたステアリングホイールに組み合わせて適用したことによって、テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴って変化するステアリングホイールの固有振動数の変化領域の全体を、一般に数個程度の十分に少ないダイナミックダンパの制振効果によってカバーすることを可能と為し得たのである。そして、それによって、ステアリングホイールの調節位置の如何に拘わらず有効な制振効果が安定して発揮され得て、良好な乗心地を実現せしめ得る、テレスコピックステアリングコラムを備えた自動車のステアリング機構が有利に実現可能となるのである。

【0013】なお、本態様において、ステアリングホイールにおける固有振動数の中央値は、ステアリングホイールにおける固有振動数のテレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴う周波数変化幅の中央値のことをいう。また、本態様において、テレスコピックステアリングコラムは、ステアリングコラムの軸方向長さを変化せしめることにより運転者の体格や好みに合わせてステア

リングホイールの位置を調節するものを言い、その具体的な構造は限定されるものでない。更にまた、本態様において、複数のダイナミックダンパにおける各固有振動数は、ステアリングホイールの固有振動数の中央値を挟んだ低周波数側と高周波数側の両方に少なくとも一つずつ存在すれば良く、例えば互いに異なる周波数域にチューニングされた三つ以上のダイナミックダンパを採用する場合には、その中の一つ或いは複数、ステアリングホイールの固有振動数の中央値にチューニングしたり、ステアリングホイールの固有振動数の周波数変化幅の領域外にチューニングしても良い。

【0014】また、本発明の第二の態様は、前記第一の態様に従う構造とされたステアリング用ダイナミックダンパ装置において、前記複数のダイナミックダンパの各固有振動数を、何れも、前記ステアリングホイールにおける固有振動数の前記テレスコピクステアリングコラムの伸縮に伴う周波数変化幅の領域内に存在するように設定したことを、特徴とする。このような本態様に従えば、ステアリングホイールの固有振動数の変化領域を、より少ないダイナミックダンパによって効率的にカバーして、テレスコピクステアリングコラムの伸縮に伴って固有振動数が変化するステアリングホイールの振動に対して安定した制振効果を得ることが可能となる。

【0015】また、本発明の第三の態様は、前記第一又は第二の態様に従う構造とされたステアリング用ダイナミックダンパ装置において、前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールに固着されるブラケットを設けて、該ブラケットに対して、前記ダイナミックダンパの複数を支持せしめたことを、特徴とする。このような本態様に従えば、ブラケットに対して予め複数のダイナミックダンパを取り付けることが出来ることから、複数のダイナミックダンパをステアリングコラムやステアリングホイールに装着する際の作業性が向上され得る。

【0016】また、本発明の第四の態様は、前記第一乃至第三の何れかの態様に従う構造とされたステアリング用ダイナミックダンパ装置において、前記ダイナミックダンパにおける前記バネ部材を、前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールの中心軸に直交する方向で剪断変形せしめられるゴム弾性体によって形成したことを、特徴とする。このような本態様に従えば、バネ部材としてゴム弾性体を採用したことによってダイナミックダンパにおける減衰係数を有利に得ることが出来ると共に、バネ部材を構成するゴム弾性体が、防振すべき振動入力方向で剪断変形せしめられることによって、そのバネ定数を小さく設定することが可能となり、マス部材の大形化やバネ部材の耐久性の低下を軽減乃至は回避しつつ、ダイナミックダンパの固有振動数を、一般的なステアリングホイールにおける固有振動数の周波数変化幅の領域内に容易にチューニングすることが出来るの

である。

【0017】また、本発明の第五の態様は、前記第四の態様に従う構造とされたステアリング用ダイナミックダンパ装置であって、前記ダイナミックダンパにおける前記ゴム弾性体において、前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールの中心軸に直交する方向での断面形状を円形断面としたことを、特徴とする。このような本態様に従えば、例えば、操舵に伴ってステアリングホイールが中心軸回りに回転せしめられてバネ部材に対する振動入力方向が変化した場合においても、ダイナミックダンパにおけるバネ部材のバネ定数の変化、延いてはダイナミックダンパの固有振動数の変化が軽減乃至は回避されて、安定した制振効果が発揮され得ると共に、互いに異なる径方向から入力される複数の振動に対しても、有効な制振効果を得ることが出来るのである。

【0018】また、本発明の第六の態様は、前記第四又は第五の態様に従う構造とされたステアリング用ダイナミックダンパ装置において、前記ステアリングコラムまたは前記ステアリングホイールの中心軸に略平行な方向において、前記ダイナミックダンパにおける前記ゴム弾性体の弾性主軸を前記マス部材の慣性主軸に略一致させたことを、特徴とする。このような本態様に従えば、防振すべき主たる振動となるステアリングホイールの中心軸に略直交した方向の振動が入力された際におけるマス部材の変位状態の安定化が図られ得るのであり、それによって、目的とする制振効果をより有効に且つ安定して得ることが可能となるのである。

【0019】更にまた、かかる第六の態様においては、ゴム弾性体の弾性中心をマス部材の重心に近づけることが望ましく、それによって、振動入力時におけるマス部材の変位状態の更なる安定化が図られて、ステアリングコラムの中心軸に直交する方向の振動入力時においてダイナミックダンパにおけるマス部材の回転や傾動（首振り）方向の変位が抑えられることとなり、以て、目的とする制振効果を一層安定して得ることが可能となるのである。なお、このようなゴム弾性体の弾性中心をマス部材の重心に近づける構成は、例えば、ゴム弾性体の周りにおいてステアリングコラムまたはステアリングホイール側に向かって突出するマス部材を採用すること等によって有利に実施され得る。

【0020】

【発明の実施形態】以下、本発明を更に具体的に明らかにするために、本発明の実施形態について、図面を参照しつつ、詳細に説明する。

【0021】先ず、図1には、本発明に一実施形態としてのダイナミックダンパ装置10が装着されたステアリングホイール12が示されていると共に、図2には、かかるステアリングホイール12が取り付けられたテレスコピクステアリングコラム14の概略図が示されている。

【0022】より詳細には、ステアリングホイール12は、鉄鋼や軽金属等の剛性材で形成された強度部材16と、かかる強度部材16の表面を被覆する合成樹脂等からなる被覆層とから構成されている。また、強度部材16は、円環形状のリング部18とかかるリング部18の略中央に位置せしめられたボス部20が、複数本のスポーク22によって一体的に連結された構造とされている。そして、ステアリングホイール12は、図2に示されているように、テレスコピックステアリングコラム14の一方の端部側に取り付けられるようになっている。このテレスコピックステアリングコラム14は、図面に明示されていないが、公知の如く、中空ロッド状のメインシャフトの先端側開口部からスライディングシャフトが差し込まれており、該スライディングシャフトのメインシャフトに対する軸方向の差し込み量を変更し、任意の位置で差し込み量を固定することによって、ステアリングコラム14の軸方向長さを適宜に収縮／伸長せしめることが出来るようにされている。そして、スライディングシャフトの先端に対してステアリングホイール12のボス部20が固定されていることによって、ステアリングホイール12の位置を、テレスコピックステアリングコラム14の中心軸方向に調節設定することが出来るようになっている。なお、本実施形態では、ステアリングコラム14とステアリングホイール12を含んで、主振動系としてのステアリング系が構成されている。そして、このように構成されたステアリング系に対して、本発明に従う構造とされたダイナミックダンパ装置10が取り付けられている。

【0023】このダイナミックダンパ装置10は、図3乃至5に単体図が示されているように、ステアリングホイール12の強度部材16に固着されるブラケット24に対して、マス部材を構成するダンパマス26a、26bをバネ部材を構成する弾性連結部材28a、28bで弾性的に支持せしめることによって構成された二つのダイナミックダンパ30a、30bを備えた構造とされており、これら二つのダイナミックダンパ30a、30bによって、ステアリングホイール12を含んで構成される主振動系としてのステアリング系に対する副振動系が構成されているのである。

【0024】より詳細には、ブラケット24は、金属等の剛性材によって形成されており、長手プレート形状を有する本体部32に対して、一対の固定用取付片34、34と、複数（本実施形態では4つ）の取付部36、36、36、36がそれぞれ幅方向（図3中の上下方向）の両側に突出するようにして一体形成された構造とされている。具体的には、固定用取付片34、34は、本体部32の長手方向両端部において、幅方向一方の側（図3中下側）に向って突設されている。各固定用取付片34は、全体として略矩形平板形状を有しており、突出方向中央部分で僅かに屈曲されていると共に、その突出先

端部分には、ボルト孔38が形成されている。また、取付部36、36、36、36は、本体部32の長手方向で相互に離隔した4箇所において、本体部32の幅方向他方の側（図3中上側）に向って突設されている。各取付部36は、それぞれ略平板形状を有しており、その突出先端部には、取付孔40が形成されている。

【0025】一方、弾性連結部材28a、28bは、互いに同一の形状及び構造を有しており、それぞれ、バネ部材たるゴム弾性体としての連結ゴム弾性体42によって構成されている。この連結ゴム弾性体42は、全体として略一定の円形断面で軸方向にストレートに延びる中実ロッド形状を有しており、連結ゴム弾性体42の軸方向両端部には、略同一形状とされて相互に離隔して対向位置せしめられた一対の固定金具44、44が加硫接着されており、これによって、連結ゴム弾性体42が、一対の固定金具44、44を備えた一体加硫成形品とされている。

【0026】また、連結ゴム弾性体42に加硫接着された固定金具44、44は、薄肉の矩形平板形状の金具であって、各固定金具44の中央部分に貫通孔48が形成されていると共に、該貫通孔48の周囲を等間隔で取り囲むようにして複数個の連通孔50が形成されている。更にまた、各固定金具44の四隅付近には、それぞれ、ねじ穴46が形成されている。そして、各固定金具44の中央部分に対して加硫接着された連結ゴム弾性体42の軸方向端部が、それら貫通孔48と連通孔50を通じて固定金具44の反対面に延び出して、該固定金具44の反対面の中央部分を覆うようにして加硫接着されている。なお、本実施形態では、一対の固定金具44、44を含んで構成された連結ゴム弾性体42の一体加硫成形品によって構成された弾性連結部材28が、全体として中心軸方向で対称形状とされており、これによって、弾性連結部材28の組付作業性の向上が図られている。

【0027】そして、このような構造とされた弾性連結部材28aは、その一方の固定金具44において、ブラケット24の長手方向一方の側（図3中右側）に設けられた2つの取付部36、36に対して重ね合わせられており、それら取付部36、36に設けられた取付孔40、40および固定金具44の一方の側（図3中下側）に設けられたねじ穴46、46に対して、取付ボルト52、52がそれぞれ螺着されることによって、ブラケット24に対して固定的に取り付けられるようになっている。同様に、弾性連結部材28bは、その一方の固定金具44において、ブラケット24の長手方向他方の側（図3中左側）に設けられた2つの取付部36、36に対して重ね合わせられており、それら取付部36、36の取付孔40、40および固定金具44の一方の側（図3中下側）に設けられたねじ穴46、46に対して、取付ボルト52、52がそれぞれ螺着されることによって、ブラケット24に対して固定的に取り付けられるよ

うになっている。

【0028】また一方、このような弾性連結部材28a, 28bに対して、それぞれ取り付けられるダンバマス26a, 26bは、鉄等の高比重な金属材料によって形成されており、何れも、全体として厚肉の矩形ブロック形状を有している。これら二つのダンバマス26a, 26bは、その高さ寸法および肉厚寸法は略同一とされているが、ブラケット24の長手方向における長さ寸法が互いに異ならされており、ダンバマス26aよりもダンバマス26bの方が質量が大ききとされている。更に、各ダンバマス26a, 26bは、それぞれ、厚さ方向（図4中上下方向）で重ね合わせられた内側マス部54と外側マス部56から構成されている。即ち、各ダンバマス26は、その厚さ方向略中央部分において、弾性連結部材28側に配設される内側マス部54と弾性連結部材28から軸方向外方に突出して設けられる外側マス部56に分割された構造とされており、それら内側マス部54と外側マス部56が相互に重ね合わせられてボルト固定されることによって、ダンバマス26が構成されるようになっている。

【0029】より詳細には、内側マス部54は、長さ方向（図3中左右方向）の中央部分において弾性連結部材28を挟んだ両側に二分割されており、外側分割体58と内側分割体60から構成されている。これら外側分割体58および内側分割体60は、何れも、略矩形の厚肉平板形状とされており、互いに対向する端縁部には、半円形状の切欠部62, 64が形成されている。そして、これら外側及び内側分割体58, 60は、弾性連結部材28を軸直角方向両側から所定距離を隔てて挟み込むようにして対向配置されており、これによって、弾性連結部材28が、両分割体58, 60の切欠部62, 64の径方向内方に離隔して遊挿配置されている。そして、これら外側及び内側分割体58, 60は、弾性連結部材28の軸方向一端部に加硫接着された固定金具44に対して、複数本の取付ボルト66によって固定されている。即ち、各内側マス部54において、半円形状の切欠部62, 64を備えた外側及び内側の分割体58, 60からなる分割構造を採用したことにより、かかる内側マス部54が、弾性連結部材28に外挿された状態で、該弾性連結部材28の周囲に配設されているのである。

【0030】一方、外側マス部56は、全体として内側マス部54と略同じ略矩形平板形状をもって一体形成されており、内側マス部54の外面に密着状態で重ね合わされて、複数本のボルト72によって内側マス部54に連結固定されることによって一体的なダンバマス26が構成されている。なお、外側マス部56には、内側マス部54に対する重ね合わせ面の中央に開口する凹所68が形成されており、この凹所68内に、内側マス部54に取り付けられた固定金具44や取付ボルト66の頭部が収容されている。

【0031】また、一方のダンバマス26bを構成する内外マス部54b, 56bには、他方のダンバマス26aを構成する内外マス部54a, 56aとの対向側端縁部の両角部に対して、それぞれ、緩衝ゴム74が被着されている。これにより、衝撃的な大荷重入力に伴いダンバマス26b, 26aが大きく変位せしめられて相互に当接した場合でも、当接に伴う衝撃や打音が軽減されるようになっている。

【0032】そして、上述のようにダンバマス26a, 26bが弾性連結部材28a, 28bを介してブラケット24に弾性的に連結されることによって、互いに独立した二つのダイナミックダンバ30a, 30bが構成されており、これら二つのダイナミックダンバ30a, 30bは、それぞれのダンバマス26a, 26bが互いに異ならされることによって、互いに異なる固有振動数にチューニングされているのである。

【0033】ここにおいて、本実施形態では、一つのダイナミックダンバ30aの固有振動数： f_a が、ステアリングホイール12における固有振動数のテレスコピックステアリングコラム14の伸縮に伴う周波数変化幅の領域内で、かかる周波数変化幅の中央値： f_0 よりも高周波側にチューニングされていると共に、もう一つのダイナミックダンバ30bの固有振動数： f_b が、ステアリングホイール12における固有振動数の周波数変化幅の領域内で、かかる周波数変化幅の中央値： f_0 よりも低周波側にチューニングされている。また、本実施形態では、ダイナミックダンバ30aの固有振動数： f_a とダイナミックダンバ30bの固有振動数： f_b の差の値： $\Delta f = (f_a - f_b)$ が、ステアリングホイール12における固有振動数の周波数変化幅の中央値： f_0 の10～40%となるように設定されている。なお、本実施形態では、ダイナミックダンバ30aの固有振動数： f_a とダイナミックダンバ30bの固有振動数： f_b の中間値： $(f_a + f_b) / 2$ は、ステアリングホイール12における固有振動数の周波数変化幅の中央値： f_0 と同じ値に設定されているが、必ずしも同じ値に設定する必要はない。

【0034】更にまた、本実施形態のダイナミックダンバ装置10にあっては、各ダイナミックダンバ30a, 30bにおいて、弾性連結部材28を構成する連結ゴム弾性体42の弾性主軸がダンバマス26の慣性主軸に略一致せしめられていると共に、連結ゴム弾性体42の弾性主軸の方向において、連結ゴム弾性体42の軸方向一端部に固定されたダンバマス26が連結ゴム弾性体42の外周側に延び出していることにより、ダンバマス26の重心が、連結ゴム弾性体42の弾性中心に近い位置に設定されている。

【0035】上述の如き構造とされたダイナミックダンバ装置10は、弾性連結部材28を構成する連結ゴム弾性体42a, 42bの中心軸が、それぞれ、ステアリン

グホイール12の中心軸に対して平行となるように、ブラケット24の固定用取付片34、34に形成されたボルト孔38に挿通されるボルト76、76によって、ステアリングホイール12の強度部材16のボス部20に対してボルト固定されて、装着されるようになってい

る。また、かかる装着状態下において、連結ゴム弾性体42a、42bは、ステアリングホイール12の中心軸に直交する方向で剪断変形せしめられるようになってい

ると共に、連結ゴム弾性体42a、42bのステアリングホイール12の中心軸に直交する方向での断面形状は円形断面とされている。

【0036】そして、このようなダイナミックダンパ装置10においては、前述の如き特定のチューニングを施した二つのダイナミックダンパ30a、30bを備えていることにより、テレスコピックステアリングコラム14の伸縮に伴ってステアリングホイール12の固有振動数が広い領域で変化した場合においても、ステアリングホイール12の振動に対して、僅か二つのダイナミックダンパ30a、30bによって、有効な制振効果を安定して得ることが出来るのである。

【0037】以下に、本発明に係るステアリング用ダイナミックダンパ装置の技術的効果をより具体的に明らかにするために、本実施形態に従う構造とされたダイナミックダンパ装置10を用いて、テレスコピックステアリングコラム構造のステアリング系における制振効果を実測した測定試験の結果について記載する。

【0038】まず、一つのダイナミックダンパ30aの固有振動数： f_a を38Hzに設定すると共に、他の一つのダイナミックダンパ30bの固有振動数： f_b を28.5Hzに設定することにより、 $\Delta f = f_a - f_b = 9.5$ Hzとしたダイナミックダンパ装置10を準備した。そして、かかるダイナミックダンパ装置10をテレスコピックステアリングコラム構造のステアリング系の力学的な模型に装着して、テレスコピックステアリングコラムを伸縮させることによりステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hz、40Hzの3段階に変化せしめられたそれぞれの場合について、加速度±0.002Gで周波数スイープ加振した場合のステアリングホイールにおける振動状態を測定した。なお、本実施例においては、テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴うステアリングホイールの固有振動数の変化幅の中央値： f_0 を、36.5Hzに設定し、二つのダイナミックダンパ30a、30bのチューニング周波数差： Δf を f_0 の26%とした。

【0039】かかる測定結果を、実施例1として、図6乃至8に示す。そこにおいて、図6は、ステアリングホイールの固有振動数を33Hzとした場合の測定結果を示すものであり、図7は、ステアリングホイールの固有振動数を37Hzとした場合の測定結果を示すものであり、更に図8は、ステアリングホイールの固有振動数を

40Hzとした場合の測定結果を示すものである。なお、比較例1として、本実施例1と同じステアリング系の力学的な模型に対してダイナミックダンパ装置10を装着しないものを採用し、かかる比較例1について、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hz、40Hzの3段階に変化せしめられたそれぞれの場合におけるステアリングホイールの振動を、本実施例1と同じ条件下で測定した結果を、図6乃至8に併せ示す。また、比較例2として、本実施例1と同じステアリング系の力学的な模型を用い、該ステアリング系を構成するステアリングホイールの固有振動数の周波数変化幅の中央値： f_0 にチューニングした単一のダイナミックダンパのみからなる従来構造のシングルマスタタイプのダンパ装置を装着したものを採用し、かかる比較例2について、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hz、40Hzの3段階に変化せしめられたそれぞれの場合におけるステアリングホイールの振動を、本実施例1と同じ条件下で測定した結果を、図6乃至8に併せ示す。

【0040】図6～8に示された測定結果から、本発明に従う構造とされたダイナミックダンパ装置10（実施例1）においては、テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴ってステアリングホイールの固有振動数が何れの周波数に変化せしめられた場合でも、ステアリングホイールの最大振動レベルを十分に小さく抑え得ることが認められる。これに対して、ダイナミックダンパが装着されていない比較例1では、ステアリングホイールの固有振動数で極めて大きな振動レベルが認められると共に、従来構造のシングルマスタタイプのダンパ装置を装着した比較例2においても、本実施例1と比較して十分な振動レベルの低減効果が達成され得ないことが明らかである。

【0041】次に、一つのダイナミックダンパ30aの固有振動数： f_a を38Hzに設定すると共に、他の一つのダイナミックダンパ30bの固有振動数： f_b を33.5Hzに設定することにより、 $\Delta f = 4.5$ Hzとしたダイナミックダンパ装置10を準備した。そして、かかるダイナミックダンパ装置10をテレスコピックステアリング構造のステアリング系の力学的な模型に装着して、テレスコピックステアリングコラムを伸縮させることによりステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hzおよび40Hzの3段階に変化せしめられたそれぞれの場合について、加速度±0.002Gで周波数スイープ加振した場合のステアリングホイールにおける振動状態を測定した。なお、本実施例においても、テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴うステアリングホイールの固有振動数の変化幅の中央値： f_0 を、36.5Hzに設定すると共に、二つのダイナミックダンパ30a、30bのチューニング周波数差： Δf を、 f_0 の12%とした。

【0042】かかる測定結果を、実施例2として、図9乃至11に示す。そこにおいて、図9には、ステアリングホイールの固有振動数を33Hzとした場合の測定結果を示すものであり、図10には、ステアリングホイールの固有振動数を37Hzとした場合の測定結果を示すものであり、更に図11には、ステアリングホイールの固有振動数を40Hzとした場合の測定結果を示すものである。なお、比較例3として、本実施例2と同じステアリング系の力学的な模型に対してダイナミックダンバ装置10を装着しないものを採用し、かかる比較例3について、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hzおよび40Hzの3段階に変化せしめられたそれぞれの場合におけるステアリングホイールの振動を、本実施例2と同じ条件下で測定した結果を、図9乃至11に併せ示す。また、比較例4として、本実施例2と同じステアリング系の力学的な模型を用い、該ステアリング系を構成するステアリングホイールの固有振動数の周波数変化幅の中央値： f_0 にチューニングした単一のダイナミックダンバのみからなる従来構造のシングルマスタタイプのダンバ装置を装着したものを採用し、かかる比較例4について、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hzおよび40Hzの3段階に変化せしめられた場合におけるステアリングホイールの振動を、本実施例2と同じ条件下で測定した結果を、図9乃至11に併せ示す。

【0043】図9乃至11に示された測定結果から明らかなように、本発明に従う構造とされたダイナミックダンバ装置10を装着した実施例2においては、テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴ってステアリングホイールの固有振動数が何れの周波数に変化せしめられた場合でも、ステアリングステアリングホイールの最大振動レベルを十分に小さく抑えることが認められる。これに対して、ダイナミックダンバ装置10が装着されていない比較例3では、ステアリングホイールの固有振動数で極めて大きな振動レベルが認められると共に、従来構造のシングルマスタタイプのダンバ装置を装着した比較例4においても、振動レベルの低減効果が、本実施例2に比して、達成され得ないことが認められる。

【0044】続いて、一つのダイナミックダンバ30aの固有振動数： f_a を38Hzに設定すると共に、他の一つのダイナミックダンバ30bの固有振動数： f_b を28.5Hzに設定することにより、 $\Delta f=9.5$ Hzとしたダイナミックダンバ装置10を準備した。そして、かかるダイナミックダンバ装置10をテレスコピックステアリングコラム構造のステアリング系の力学的な模型に装着して、テレスコピックステアリングコラムを伸縮させることにより、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hzおよび42Hzの3段階に変化せしめられたそれぞれの場合について、加速度 ± 0.02 Gで周波数スイープ加振した場合のステアリングホ

ールにおける振動状態を測定した。また、一つのダイナミックダンバ30aの固有振動数： f_a を38Hzに設定すると共に、他の一つのダイナミックダンバ30bの固有振動数： f_b を33.5Hzに設定することにより、 $\Delta f=4.5$ Hzとしたダイナミックダンバ装置10を準備し、かかるダイナミックダンバ装置10についても、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hzおよび42Hzに変化せしめられたそれぞれの場合におけるステアリングホイールの振動状態を、 $\Delta f=9.5$ Hzの場合と同じ条件下で測定した。更に、一つのダイナミックダンバ30aの固有振動数： f_a を41.5Hzに設定すると共に、他の一つのダイナミックダンバ30bの固有振動数： f_b を28.5Hzに設定することにより、 $\Delta f=13$ Hzとしたダイナミックダンバ装置10を準備し、かかるダイナミックダンバ装置10についても、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hzおよび42Hzに変化せしめられたそれぞれの場合におけるステアリングホイールの振動状態を、 $\Delta f=9.5$ Hzの場合と同じ条件下で測定した。なお、本実施例においては、テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴うステアリングホイールの固有振動数の変化幅の中央値： f_0 を、37.5Hzに設定すると共に、二つのダイナミックダンバ30a、30bのチューニング周波数差： Δf を、 f_0 の12~35%とした。

【0045】そして、 $\Delta f=9.5$ Hzの場合の測定結果を、実施例3として、 $\Delta f=4.5$ Hzの場合の測定結果を、実施例4として、更に $\Delta f=13$ Hzの場合の測定結果を、実施例5として、それぞれ、図12乃至14に示す。そこにおいて、図12は、ステアリングホイールの固有振動数を33Hzとした場合の測定結果を示すものであり、図13は、ステアリングホイールの固有振動数を37Hzとした場合の測定結果を示すものであり、更に図14は、ステアリングホイールの固有振動数を42Hzとした場合の測定結果を示すものである。なお、比較例5として、本実施例3乃至5と同じステアリング系の力学的な模型に対してダイナミックダンバ装置10を装着しないものを採用し、かかる比較例5について、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hzおよび42Hzの3段階に変化せしめられた場合におけるステアリングホイールの振動を、本実施例3乃至5と同じ条件下で測定した結果を、図12乃至14に併せ示す。また、比較例6として、本実施例3乃至5と同じステアリング系の力学的な模型を用い、該ステアリング系を構成するステアリングホイールの固有振動数の周波数変化幅の中央値： f_0 にチューニングした単一のダイナミックダンバのみからなる従来構造のシングルマスタタイプのダンバ装置を装着したものを採用し、かかる比較例6について、ステアリングホイールの固有振動数が33Hz、37Hzおよび42Hzの3段階に変化せ

しめられたそれぞれの場合におけるステアリングホイールの振動を、本実施例3乃至5と同じ条件下で測定した結果を、図12乃至14に併せ示す。

【0046】図12乃至14に示された測定結果から明らかなように、本発明に従う構造とされたダイナミックダンパ装置10（実施例3乃至5）においては、テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴ってステアリングホイールの固有振動数が何れの周波数に変化せしめられた場合でも、ステアリングホイールの最大振動レベルを十分に小さく抑え得ることが認められる。これに対し、ダイナミックダンパが装着されていない比較例5では、ステアリングホイールの固有振動数で極めて大きな振動レベルが認められると共に、従来構造のシングルマスタップのダンパ装置を装着した比較例6においても、本実施例3乃至5と比較して十分な振動レベルの低減効果が達成され得ないことが認められる。

【0047】以上、本発明の一実施形態について詳述してきたが、これはあくまでも例示であって、本発明は、かかる実施形態における具体的な記載によって、何等、限定的に解釈されるものではない。

【0048】例えば、前記実施形態では、一つのマス部材を弾性支持せしめるバネ部材が単一のゴム弾性体からなる弾性連結部材28によって構成されていたが、複数本のゴム弾性体からなる弾性連結部材によって一つのマス部材を弾性支持せしめるようにしても良い。その場合には、ステアリングホイールの回転操作に伴う振動入力方向の変化に際して安定したバネ定数が発揮されるように、ステアリングコラムまたはステアリングホイールの中心軸方向に延びる3本以上のゴム弾性体からなる弾性連結部材を採用することが望ましく、より好適には、何れの弾性連結部材もステアリングコラムまたはステアリングホイールの中心軸に直交する方向で円形断面形状とされる。

【0049】また、複数の弾性連結部材からなるバネ部材によって一つのマス部材を支持する場合には、複数の弾性連結部材によってマス部材の外周縁部を支持せしめることが望ましく、それによって、マス部材の実際の支持点を重心から離れた位置に設定することが可能となり、マス部材の不規則な変位が有利に防止され得る。

【0050】更にまた、前記実施形態では、2つの独立したマス部材を備えたステアリング用ダイナミックダンパ装置を例示したが、3つ以上のマス部材を採用することも可能である。なお、3つ以上のマス部材を採用する場合には、互いに隣接して固有振動数が設定された二つのダイナミックダンパの固有振動数の差の値が、何れも、ステアリングホイールにおける固有振動数の値の10〜40%となるようにチューニングされることとなる。

【0051】また、前記実施形態では、二つのダイナミックダンパ30a、30bが、何れも、ステアリングホ

ール12のみに装着されていたが、ステアリング系におけるダイナミックダンパの装着位置はスペースや振動モード等を考慮して適宜に変更設定可能であって限定されるものでなく、例えば、ダイナミックダンパをステアリングコラムのみに装着することも可能であり、或いは、ステアリングホイールとステアリングコラムの両方に装着しても良い。

【0052】また、前記実施形態においては、弾性連結部材28がダンパマス26やブラケット24と別体形成されて、それら両部材26、24に対してボルト固定されていたが、それらダンパマス26およびブラケット24の何れか一方或いは両方に対して直接に加硫接着された一体加硫成形品として、弾性連結部材を形成することも可能である。

【0053】また、前記実施形態においては、ダンパマス26が、弾性連結部材28の軸方向端面よりも軸方向外方に配設された外側マス部56と、弾性連結部材28の軸方向端面よりも軸方向内方に配設された内側マス部54から構成されていたが、それら外側マス部56と内側マス部54の何れか一方だけを採用するようにしても良い。

【0054】また、本発明において採用されるマス部材やバネ部材の形状や大きさなどは、許容される装着スペースや要求される制振特性等を考慮して適宜に設定、変更されるものであり、前記実施形態のものに限定されるものではない。具体的には、例えば、多角形断面を有するバネ部材や円形断面を有するマス部材等を採用することも可能であり、それに伴って、ブラケットの形状を変更したり、或いはブラケットを介することなくバネ部材を直接にステアリングホイールやステアリングコラムに固着せしめることも可能である。

【0055】その他、一々列挙はしないが、本発明は、当業者の知識に基づいて、種々なる変更、修正、改良等を加えた態様において実施され得るものであり、また、そのような実施態様が、本発明の趣旨を逸脱しない限り、何れも、本発明の範囲内に含まれるものであることは、言うまでもない。

【0056】

【発明の効果】上述の説明から明らかなように、本発明に従う構造とされたステアリング用ダイナミックダンパ装置においては、少ないダイナミックダンパの装着数で、テレスコピックステアリングコラムの伸縮に伴って変化するステアリングホイールの固有振動に対して、有効な制振効果を得ることが可能となるのである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態としてのステアリング用ダイナミックダンパ装置が取り付けられたステアリングホイールを概略的に示す図である。

【図2】テレスコピックステアリングコラムに装着されたステアリングホイールを概略的に示す側面図である。

【図3】図1に示されたステアリング用ダイナミックダンバ装置の単体図である。

【図4】図3に示されたステアリング用ダイナミックダンバ装置の断面図であり、図5におけるI-V-I断面に相当する図である。

【図5】図3におけるV-V断面図である。

【図6】本発明の実施例1としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の測定結果を、比較例と共に示すグラフである。

【図7】本発明の実施例1としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の、図6に示された場合と異なる条件下での測定結果を、比較例と共に示すグラフである。

【図8】本発明の実施例1としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の、図6又は7に示された場合と異なる条件下での測定結果を、比較例と共に示すグラフである。

【図9】本発明の実施例2としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の測定結果を、比較例と共に示すグラフである。

【図10】本発明の実施例2としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の、図9に示された場合と異なる条件下での測定結果を、比較例と共に

示すグラフである。

【図11】本発明の実施例2としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の、図9又は10に示された場合と異なる条件下での測定結果を、比較例と共に示すグラフである。

【図12】本発明の実施例3乃至5としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の測定結果を、比較例と共に示すグラフである。

【図13】本発明の実施例3乃至5としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の、図12に示された場合と異なる条件下での測定結果を、比較例と共に示すグラフである。

【図14】本発明の実施例3乃至5としてのステアリング用ダイナミックダンバ装置における制振性能の、図12乃至図13に示された場合と異なる条件下での測定結果を、比較例と共に示すグラフである。

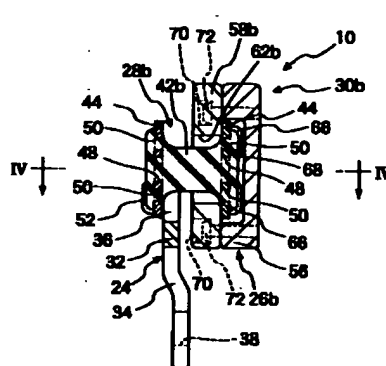
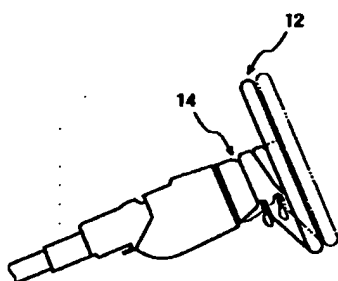
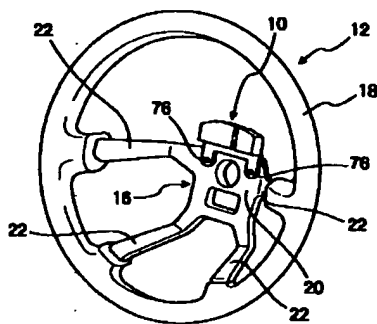
【符号の説明】

- 10 ダイナミックダンバ装置
- 12 ステアリングホイール
- 14 テレスコピックステアリングコラム
- 26 ダンバマス
- 28 弾性連結部材
- 30 ダイナミックダンバ

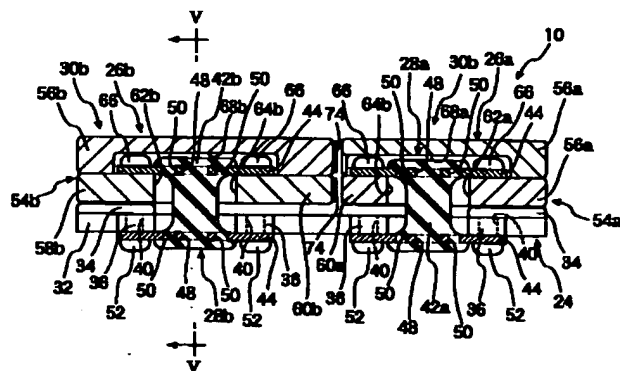
【図1】

【図2】

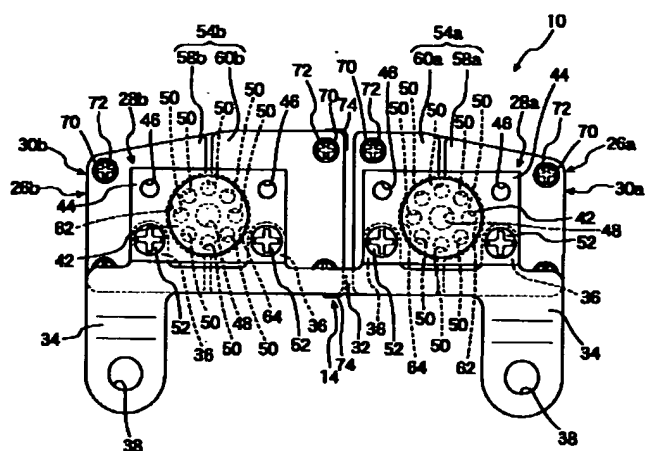
【図5】



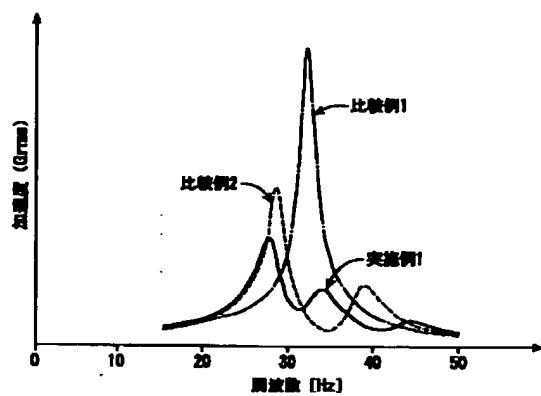
【図4】



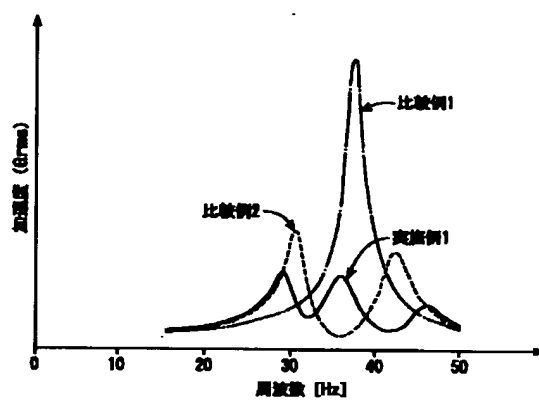
【図3】



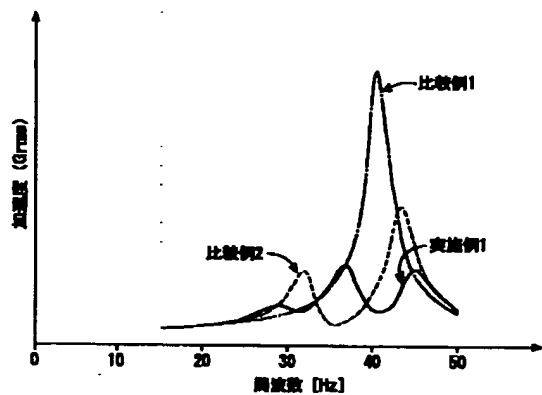
【図6】



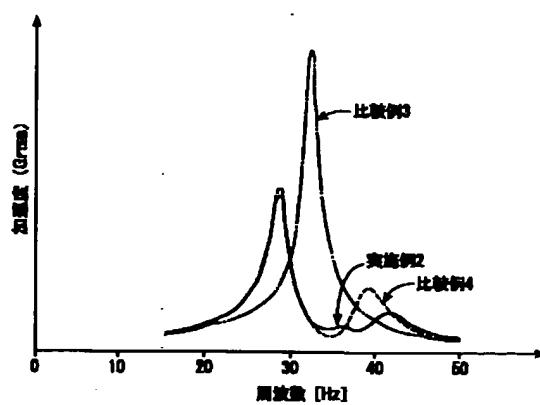
【図7】



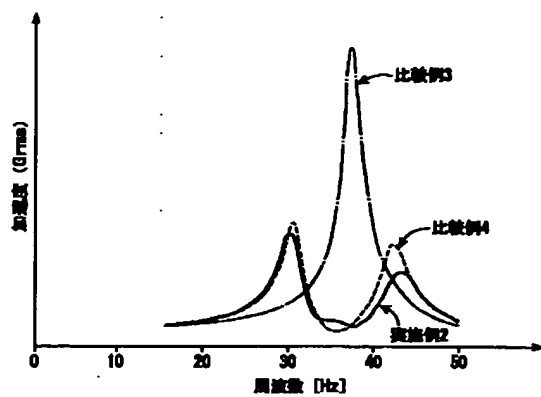
【図8】



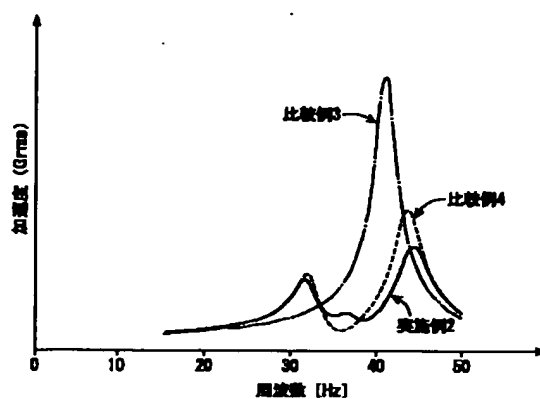
【図9】



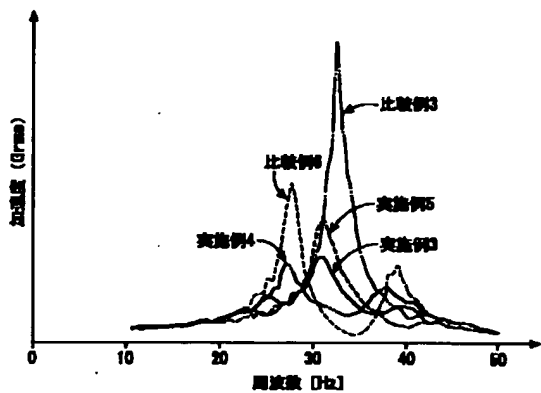
【図10】



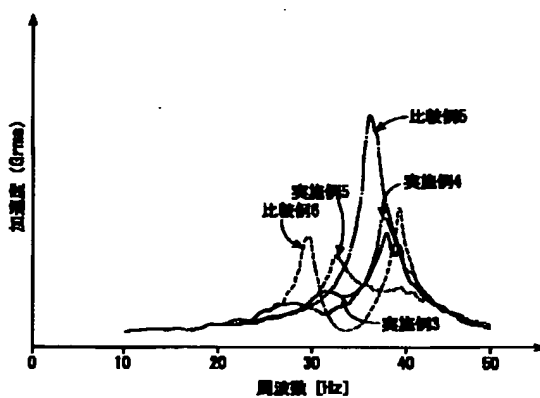
【図11】



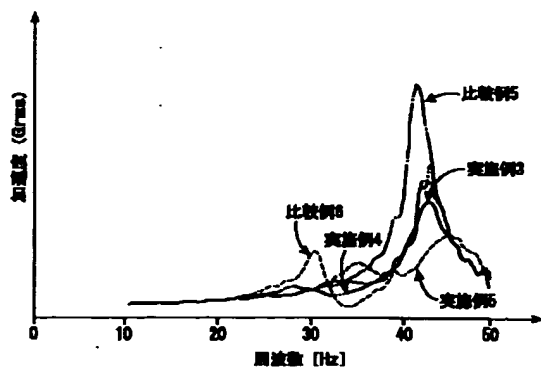
【図12】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

(72)発明者 大嶋 英揮

愛知県小牧市東三丁目1番地 東海ゴム工
業株式会社内

(72)発明者 加藤 鍊太郎

愛知県小牧市東三丁目1番地 東海ゴム工
業株式会社内

Fターム(参考) 3D030 CA09 DA84

3J048 AA06 BF02 EA22